

# Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/FR05/000060

International filing date: 11 January 2005 (11.01.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: FR  
Number: 0400243  
Filing date: 12 January 2004 (12.01.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 30 March 2005 (30.03.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland  
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse



PCT/FR 2005 / 000060

# BREVET D'INVENTION

**CERTIFICAT D'UTILITÉ - CERTIFICAT D'ADDITION****COPIE OFFICIELLE**

Le Directeur général de l'Institut national de la propriété industrielle certifie que le document ci-annexé est la copie certifiée conforme d'une demande de titre de propriété industrielle déposée à l'Institut.

Fait à Paris, le 7 JAN. 2005

Pour le Directeur général de l'Institut  
national de la propriété industrielle  
Le Chef du Département des brevets

Martine PLANCHE

INSTITUT  
NATIONAL DE  
LA PROPRIÉTÉ  
INDUSTRIELLE

SIEGE  
26 bis, rue de Saint-Petersbourg  
75800 PARIS cedex 08  
Téléphone : 33 (0)1 53 04 53 04  
Télécopie : 33 (0)1 53 04 45 23  
www.inpi.fr

1er dépôt



26 bis, rue de Saint Pétersbourg  
75800 Paris Cedex 08  
Téléphone : 33 (1) 53 04 53 04 Télécopie : 33 (1) 42 94 86 54

# BREVET D'INVENTION CERTIFICAT D'UTILITÉ

Code de la propriété intellectuelle - Livre VI



N° 11354\*03

## REQUÊTE EN DÉLIVRANCE page 1/2



Cet imprimé est à remplir lisiblement à l'encre noire

08 540 011 / 210502

<b>REMISE DES PIÈCES</b> DATE <b>12 JAN 2004</b> LIEU <b>75 INPI PARIS 34 SP</b> N° D'ENREGISTREMENT <b>0400243</b> NATIONAL ATTRIBUÉ PAR L'INPI DATE DE DÉPÔT ATTRIBUÉE PAR L'INPI <b>12 JAN. 2004</b>		<b>1</b> NOM ET ADRESSE DU DEMANDEUR OU DU MANDATAIRE À QUI LA CORRESPONDANCE DOIT ÊTRE ADRESSÉE Cabinet ARMENGAUD AINE 3, Avenue Bugeaud 75116 PARIS	
Vos références pour ce dossier (facultatif) CP/VB 61141			
<b>Confirmation d'un dépôt par télécopie</b>		<input type="checkbox"/> N° attribué par l'INPI à la télécopie	
<b>2 NATURE DE LA DEMANDE</b>		<b>Cochez l'une des 4 cases suivantes</b>	
Demande de brevet		<input checked="" type="checkbox"/>	
Demande de certificat d'utilité		<input type="checkbox"/>	
Demande divisionnaire		<input type="checkbox"/>	
Demande de brevet initiale ou demande de certificat d'utilité initiale		N° _____ Date _____ N° _____ Date _____	
Transformation d'une demande de brevet européen Demande de brevet initiale		<input type="checkbox"/> N° _____ Date _____	
<b>3 TITRE DE L'INVENTION</b> (200 caractères ou espaces maximum) MOTEUR A COMBUSTION INTERNE SURALIMENTE PAR TURBOCOMPRESSEUR			
<b>4 DÉCLARATION DE PRIORITÉ OU REQUÊTE DU BÉNÉFICE DE LA DATE DE DÉPÔT D'UNE DEMANDE ANTÉRIEURE FRANÇAISE</b>		Pays ou organisation _____ N° _____ Date _____ Pays ou organisation _____ N° _____ Date _____ Pays ou organisation _____ N° _____ Date _____ <input type="checkbox"/> S'il y a d'autres priorités, cochez la case et utilisez l'imprimé «Suite»	
<b>5 DEMANDEUR</b> (Cochez l'une des 2 cases)		<input type="checkbox"/> Personne morale <input checked="" type="checkbox"/> Personne physique	
Nom ou dénomination sociale		CURTIL	
Prénoms		Rémi	
Forme juridique			
N° SIREN			
Code APE-NAF			
Domicile ou siège	Rue	35, Boulevard Anatole France	
	Code postal et ville	93200 SAINT-DENIS	
	Pays	FRANCE	
Nationalité		Française	
N° de téléphone (facultatif)		N° de télécopie (facultatif)	
Adresse électronique (facultatif)			
<input type="checkbox"/> S'il y a plus d'un demandeur, cochez la case et utilisez l'imprimé «Suite»			

Remplir impérativement la 2<sup>ème</sup> page



# BREVET D'INVENTION CERTIFICAT D'UTILITÉ

REQUÊTE EN DÉLIVRANCE  
page 2/2

BR2

DB 540 W / 210502

REMISE DES PIÈCES DATE <b>12 JAN 2004</b> LIEU <b>75 INPI PARIS 34 SP</b> N° D'ENREGISTREMENT <b>0400243</b> NATIONAL ATTRIBUÉ PAR L'INPI		Réservé à l'INPI
<b>1 MANDATAIRE (s'il y a lieu)</b>		
Nom	MICHARDIERE	
Prénom	Bernard	
Cabinet ou Société	Cabinet ARMENGAUD AINE	
N° de pouvoir permanent et/ou de lien contractuel	92-1175	
Adresse	Rue	3, Avenue Bugeaud
	Code postal et ville	75 116 PARIS
	Pays	FRANCE
N° de téléphone (facultatif)	01-45-53-05-50	
N° de télécopie (facultatif)	01-45-53-80-21	
Adresse électronique (facultatif)	armengau@club-internet.fr	
<b>2 INVENTEUR (S)</b>		Les inventeurs sont nécessairement des personnes physiques
Les demandeurs et les inventeurs sont les mêmes personnes		<input checked="" type="checkbox"/> Oui <input type="checkbox"/> Non : Dans ce cas remplir le formulaire de Désignation d'inventeur(s)
<b>3 RAPPORT DE RECHERCHE</b>		Uniquement pour une demande de brevet (y compris division et transformation)
Établissement immédiat ou établissement différé		<input checked="" type="checkbox"/> Oui <input type="checkbox"/> Non
Paiement échelonné de la redevance (en deux versements)		Uniquement pour les personnes physiques effectuant elles-mêmes leur propre dépôt <input type="checkbox"/> Oui <input checked="" type="checkbox"/> Non
<b>4 RÉDUCTION DU TAUX DES REDEVANCES</b>		Uniquement pour les personnes physiques <input type="checkbox"/> Requête pour la première fois pour cette invention (joindre un avis de non-imposition) <input type="checkbox"/> Obtenue antérieurement à ce dépôt pour cette invention (joindre une copie de la décision d'admission à l'assistance gratuite ou indiquer sa référence): RG [ ] [ ] [ ] [ ] [ ]
<b>10 SÉQUENCES DE NUCLEOTIDES ET/OU D'ACIDES AMINÉS</b>		<input type="checkbox"/> Cochez la case si la description contient une liste de séquences
Le support électronique de données est joint		<input type="checkbox"/>
La déclaration de conformité de la liste de séquences sur support papier avec le support électronique de données est jointe		<input type="checkbox"/>
Si vous avez utilisé l'imprimé «Suizen», indiquez le nombre de pages jointes.		

SIGNATURE DU DEMANDEUR

JOSEPH MICHARDIERE

Cabinet ARMENGAUD AINE

3, Avenue Bugeaud

75 116 PARIS

FRANCE

VISA DE LA PRÉFECTURE  
DE DÉLIVRANCE

## MOTEUR A COMBUSTION INTERNE SURALIMENTE PAR TURBOCOMPRESSEUR

### DOMAINE DE L'INVENTION

5 L'invention est relative à un moteur à combustion interne suralimenté par un turbocompresseur dans l'ensemble du domaine de fonctionnement du moteur, notamment à bas régime, à pleine charge en fonctionnement stabilisé, et en fonctionnement transitoire.

L'invention concerne tous les types de turbocompresseurs et de moteurs mais plus spécialement les turbocompresseurs pour moteurs de véhicules dont la turbine, de type radiale, est alimentée par une volute unique, non pourvue de grille d'aubes, 10 dénommée turbine à géométrie fixe, dont l'admission des gaz d'échappement peut être rendue très partielle alors que l'admission de la turbine est maintenue totale par l'ajout d'un débit dérivé d'air comprimé prélevé au refoulement du compresseur.

### ARRIERE-PLAN GENERAL

15 Les moteurs à combustion interne sont équipés depuis longtemps de turbocompresseurs.

Dans un mode de réalisation simple, réservé aux moteurs fonctionnant sur une plage de régime étroite, les turbocompresseurs sont de type non régulés. Ils sont alors dimensionnés pour fournir des performances optimales aux régimes élevés du moteur.

20 Aux régimes inférieurs, la pression d'air de suralimentation, dénommée ci-après  $P_2$ , n'est pas optimale.

Les turbocompresseurs régulés sont utilisés pour les moteurs fonctionnant sur une large plage de régime et conçus de façon à ce que la pression  $P_2$  maximale soit obtenue à un régime moteur  $N_0$  bas ou moyen, très inférieur au régime  $N_{\max}$  de 25 puissance maximale. Un mode de régulation simple, constitué par une soupape de décharge appelée « wastegate », permet, à partir du régime du moteur  $N_0$  où la pression  $P_2$  maximale du moteur est atteinte, à une fraction de gaz d'échappement de ne pas traverser la turbine, ce qui entraîne une dégradation des performances du moteur à haut régime. La turbine, généralement alimentée par une volute unique, est communément 30 dénommée turbine à géométrie fixe. Pour un moteur de type automobile, la fraction de gaz bi-passée peut, au régime  $N_{\max}$ , représenter 50% de celle traversant la turbine.

Lorsqu'un degré de complexité accru est admissible, il est connu d'utiliser deux turbocompresseurs fonctionnant en série ou en parallèle, ou encore de façon séquentielle, pour créer une géométrie variable à la fois du compresseur et de la turbine.

35 L'application de turbocompresseurs dits à géométrie variable, où seule la turbine est variable, s'est considérablement développée pour les moteurs d'automobiles. Les turbines radiales utilisent alors un stator à géométrie variable. Le stator le plus répandu

est du type à ailettes pivotantes ; un stator du type à piston coulissant existe aussi. Ces turbines à géométrie variable présentent une variation de section débitante suffisante pour contrôler, sans wastegate, la pression  $P_2$  dans tout le domaine de fonctionnement du moteur et ne peuvent être associées qu'à un collecteur d'échappement non subdivisé.

- 5 Les turbocompresseurs utilisant une turbine à carter-volute subdivisé, dénommée ci-après turbine à double volute, constituent une autre solution qui peut être séparée en deux catégories :

- la première catégorie consiste à utiliser une turbine à double volute, associée à un collecteur d'échappement subdivisé où chaque branche ne regroupe que des cylindres sans recouvrement de leur phase d'échappement, pour augmenter le remplissage des cylindres aux bas régimes du moteur. Chaque branche alimente alors une volute. Aux régimes élevés du moteur, les deux volutes sont alimentées par la totalité des gaz d'échappement, les deux branches du collecteur subdivisé étant mises en communication; le collecteur d'échappement se comporte alors comme un collecteur non subdivisé,

- 15 - la deuxième catégorie, telle que révéle notamment par WO 03/044327, utilise également une turbine à double volute, associée à un collecteur d'échappement non subdivisé permettant de faire varier, à l'aide d'un organe de réglage, la section débitante entre une valeur minimale, où une seule des volutes est alimentée, et une valeur maximale, où les deux volutes sont alimentées. L'organe de réglage assure la fonction de wastegate lorsque la section débitante maximale a été atteinte.

Dans ce qui suit, conformément à la pratique habituelle, le rendement du compresseur  $\eta_c$  est le rendement isentropique défini pour l'état total à son entrée et à sa sortie, le rendement de la turbine  $\eta_T$  est le rendement isentropique de la turbine défini pour l'état total à son entrée et l'état statique à sa sortie, le rendement mécanique  $\eta_M$  est défini par le rapport de la puissance absorbée par le compresseur à la puissance fournie par la turbine, égale à la puissance absorbée par le compresseur majorée de la puissance de frottement absorbée par le corps de paliers et le rendement total du turbocompresseur est

$$\eta_{tot} = \eta_c \cdot \eta_T \cdot \eta_M.$$

On appellera section débitante optimale celle où le rendement  $\eta_T$  est maximal.

- 30 Dans le cas de la turbine à géométrie variable, cette section débitante optimale correspond à une ouverture intermédiaire du stator. Pour les turbines à géométrie fixe à volute unique ou à double volute, cette section débitante optimale correspond à la section débitante totale.

L'admission sera désignée totale lorsque la section débitante optimale est égale à la section totale du collecteur d'échappement ou lorsque la section optimale est égale à la section totale du collecteur d'échappement.

rendement  $\eta_r$  d'autant plus prononcée que l'admission est partielle. Ce phénomène sera dénommé ci-après désadaptation de la turbine.

Des fuites parasites dans les espaces latéraux des ailettes dégradent le rendement en position fermée des turbines à géométrie variable. Ce phénomène, sensible aux jeux, entraîne des dispersions du rendement  $\eta_r$  qui s'aggravent avec la diminution de la taille de la turbine. De même, il est délicat de réaliser des turbines à double volute pour des moteurs de très petite cylindrée.

### ETAT DE LA TECHNIQUE

Dès le début de la suralimentation par turbocompresseur, l'idée d'une turbine à géométrie variable est connue, mais sa mise en œuvre est alors considérée comme trop difficile et la fiabilité escomptée jugée insatisfaisante.

En lieu et place, le brevet US 2.172.809 propose, pour contrôler la pression  $P_2$  sur un turbocompresseur à géométrie fixe, d'alimenter la turbine avec une fraction de l'air sous pression fourni par le compresseur, qui sera dénommée ci-après débit dérivé d'air, après l'avoir préalablement réchauffée par récupération de chaleur sur les gaz d'échappement après, ou durant, leur passage à travers la turbine, jusqu'à une valeur proche de celle des gaz pénétrant dans la turbine. Des moyens sont prévus sur le conduit du débit dérivé d'air pour en contrôler le débit. L'échangeur de chaleur est ainsi prévu à la sortie de la turbine ou autour du carter d'entrée de la turbine. L'installation ne prévoit pas de soupape anti-retour.

Le brevet allemand DE 801 596 propose un dispositif analogue, le débit dérivé d'air réchauffé par les gaz d'échappement dans un échangeur pouvant, aux bas régimes du moteur, être mélangé aux gaz d'échappement avant son entrée dans la turbine ou dirigé vers un étage de détente séparé ; ce brevet prévoit également, en complément du réchauffage du débit dérivé d'air précité, une chambre de combustion où est brûlé un carburant fourni de l'extérieur. La soupape contrôlant le débit dérivé d'air pour le fonctionnement aux bas régimes du moteur sert, aux régimes élevés du moteur, de soupape wastegate réglable. Une soupape anti-retour est disposée entre l'échangeur et la soupape qui contrôle le débit dérivé d'air réchauffé vers la turbine de façon à protéger l'échangeur des fluctuations de la pression des gaz d'échappement, dénommée ci-après  $P_3$ . Il est également prévu de configurer l'embouchure du conduit du débit dérivé d'air réchauffé avec le collecteur d'échappement sous la forme d'un venturi pour que les gaz d'échappement exercent un effet d'aspiration sur le débit dérivé traversant l'échangeur.

Le brevet DE 801 596 ne fournit aucun enseignement sur le mode de réalisation de la soupape anti-retour. Aux bas régimes des moteurs d'automobile ou de camion à faible nombre de cylindres et turbine très fermée dont le rendement  $\eta_{tot}$  maximal est compris entre 0.4 et 0.55, les fluctuations de la pression  $P_3$  instantanée sont tellement fortes que sa

5

10

## RESUME DE L'INVENTION

15

20

25

Un autre but consiste également à pouvoir intégrer la plupart des éléments constituant l'invention dans le turbocompresseur et en particulier dans la turbine.

30

—



collecteur d'échappement et la roue de turbine, caractérisé en ce que des moyens d'étranglement à géométrie variable sont prévus sur l'admission des gaz d'échappement à la roue de turbine en amont du point B précité, dont le degré d'étranglement est choisi de telle façon que la pression  $P_{3R}$  régnant en amont de la roue de turbine reste  
 5 essentiellement inférieure à la pression de suralimentation  $P_2$ , dans tous les cas où un débit dérivé d'air est souhaité, pour créer une admission totale de la turbine avec le mélange gaz-air, conduisant à la pression des gaz d'échappement  $P_3$  la plus basse possible pour une pression de suralimentation  $P_2$  donnée.

Ceci correspond au rendement  $\eta_{tot}$  maximal possible et aux pressions  $P_2$  et  $P_3$   
 10 les plus favorables pour le moteur.

La pression  $P_{3R}$  représente la pression statique de l'écoulement après sa mise en vitesse dans la partie statorique de la turbine.

La difficulté d'organiser un débit dérivé n'existe plus lorsqu'un étranglement suffisant, du type précité, est pratiqué sur l'admission des gaz d'échappement à la roue  
 15 de turbine, pour atténuer les fluctuations de la pression  $P_{3R}$  et introduire un écart suffisant entre la pression  $P_3$  et la pression  $P_{3R}$ . Cela permet également de réduire les sollicitations mécaniques des ailettes de la roue de turbine.

Des moyens de contrôle du débit dérivé d'air sur le conduit de dérivation entre le point A et le point B ne sont plus nécessaires. Tout type de soupape anti-retour ou de  
 20 soupape tout ou rien peut constituer les moyens d'interruption du débit dérivé d'air, puisque le risque d'inversion du sens d'écoulement n'existe plus. Il n'est pas nécessaire d'aspirer le débit dérivé d'air à l'aide des gaz d'échappement par un effet venturi.

Le degré d'ouverture des moyens d'étranglement à géométrie variable est ajusté automatiquement par une unité de contrôle et de commande, en fonction des grandeurs  
 25 d'état et des grandeurs de commande du moteur à combustion interne, pour contrôler la pression  $P_2$  et la pression  $P_3$ .

On observe qu'un étranglement, pratiqué dans la tuyère d'admission d'une turbine à géométrie fixe pour rendre son admission partielle, entraîne une diminution du rendement  $\eta_T$  environ linéaire avec la réduction de la section débitante, soit une chute  
 30 beaucoup plus sévère que dans le cas d'une turbine à géométrie variable. On constate cependant que l'ajout d'un débit dérivé d'air, restaurant l'admission totale, permet à la turbine de fonctionner à son meilleur rendement, en supprimant ainsi l'effet de désadaptation. Le débit dérivé d'air joue un rôle de volant fluide.

Le rendement total  $\eta_{tot} = \eta_c \cdot \eta_M \cdot \eta_T$  peut s'exprimer par la relation

$$35 \quad \eta_{tot} = \left( \frac{\Delta h_{c, is}}{\Delta h_{T, is}} \right) \cdot \left( \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} \right) = \left( \frac{h_{2, is, tot} - h_{1, tot}}{h_{3, tot} - h_{4, is, stat}} \right) \cdot \left( \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} \right) \quad (I)$$

où  $\dot{m}_2$  est le débit massique de l'air fourni par le compresseur au moteur,  $\dot{m}_3$  est le débit massique des gaz d'échappement fourni par le moteur à la turbine,  $h$  est l'enthalpie, 1 est l'état à l'entrée du compresseur, 2 est l'état à la sortie du compresseur, 3 est l'état à l'entrée de la turbine, et 4 est l'état à la sortie de la turbine.

5 Cette expression inclut tous les effets de non-adiabaticité, notamment de la turbine. Elle s'applique aussi dans le cas où le débit d'air  $\dot{m}_2$  fourni au moteur n'est qu'une fraction du débit d'air  $\dot{m}_1$  traversant le compresseur et où le débit de gaz  $\dot{m}_3$  fourni par le moteur à la turbine n'est pas égal au débit  $\dot{m}_4$  sortant de la turbine, comme dans le cas de la wastegate ou du débit dérivé d'air. Dans ce cas, le coût énergétique du  
10 débit dérivé est inclus dans l'expression. Le rendement  $\eta_{tot}$  ne représente alors plus le rendement du turbocompresseur proprement dit, mais un rendement apparent du turbocompresseur pour le moteur.

Un taux de dérivation, dénommé ci-après  $X$ , peut être défini comme le rapport  $(\dot{m}_1 - \dot{m}_2)/\dot{m}_1$ . On observe que, pour un régime du moteur inférieur au régime  $N_0$ , le  
15 taux de dérivation  $X$  augmente avec le degré d'étranglement des gaz d'échappement. L'augmentation du taux de dérivation entraîne une diminution de la non-adiabaticité de la turbine, une amélioration du rendement  $\eta_c$  et du rendement  $\eta_M$ , et bien entendu du rendement  $\eta_T$  grâce à l'admission totale, l'effet cumulé de ces influences sur le rendement  $\eta_{tot}$  étant d'autant plus important que le rapport de pression du compresseur  
20 est faible et que le régime du moteur est faible. Pour un degré d'étranglement des gaz d'échappement donné, le taux de dérivation  $X$  augmente ainsi avec l'abaissement du régime du moteur. Il dépend par ailleurs du rendement de base  $\eta_{tot}$  du turbocompresseur. Aux bas régimes du moteur, il est possible d'atteindre un taux de dérivation  $X$  d'environ 50% pour un moteur d'automobile et d'environ 60% pour un  
25 moteur de camion. Le débit dérivé d'air est alors égal ou supérieur au débit d'air fourni au moteur.

L'admission totale de la turbine avec le mélange air-gaz permet, selon l'invention, d'atteindre un rendement  $\eta_{tot}$  sensiblement égal à celui d'une turbine à géométrie variable, pour une section débitante minimale comparable, lorsque le débit  
30 dérivé d'air n'est pas réchauffé.

Dans le cas où le débit dérivé d'air est réchauffé par les gaz d'échappement, le rendement  $\eta_{tot}$  peut être amélioré de façon significative. Le potentiel de récupération est d'autant plus élevé que le rapport air-carburant est proche du rapport stoechiométrique. Si la récupération de chaleur est maximale, le rendement  $\eta_{tot}$  peut être voisin du  
rendement  $\eta_{tot}$  maximum. Ceci permet d'obtenir sensiblement le même  $\eta_{tot}$  pour un  
rendement  $\eta_{tot}$  minimum ou d'atteindre le rendement  $\eta_{tot}$  maximum pour une  
section débitante minimale.

On obtient ainsi l'effet paradoxal qu'en étranglant le flux des gaz d'échappement on peut augmenter la pression  $P_2$  sans accroissement notable de la pression  $P_3$ , ce qui est favorable au rendement du moteur.

5 La volute d'une turbine, particulièrement à géométrie fixe, est soumise à un échauffement intense en raison des vitesses de gaz très élevées. Une quantité de chaleur très importante est dissipée vers l'extérieur, essentiellement par rayonnement. Elle augmente très rapidement avec la température des gaz d'échappement et, relativement à la puissance fournie par la turbine, avec la diminution du débit la traversant. Par exemple, pour un turbocompresseur d'un moteur automobile d'une puissance maximale  
10 de 75 kW, cette perte de chaleur représente environ 2 kW lorsque la température des gaz d'échappement à l'entrée de la turbine est de 600°C et environ 4 kW lorsqu'elle est de 800°C.

Une caractéristique de l'invention consiste ainsi à réduire au maximum cette perte de chaleur en maintenant les parois extérieures de la turbine à une température  
15 aussi basse que possible à l'aide d'une lame d'air interne, ou enveloppe d'air externe, alimentée par une faible partie du débit dérivé d'air non réchauffé. L'autre partie du débit dérivé d'air peut être réchauffée dans un échangeur air-gaz ou à l'intérieur de la turbine au contact des parois chaudes.

L'invention prévoit en outre d'utiliser les possibilités offertes par les systèmes  
20 d'injection appelés « common rail » en réalisant, pendant la période initiale d'un fonctionnement transitoire ou d'un fonctionnement overboost, une post-injection de combustible à l'intérieur des cylindres du moteur en phase de détente avancée. La température des gaz d'échappement peut être augmentée au delà de la température maximale admissible de la turbine, dans la mesure où elle est refroidie par le débit dérivé d'air.  
25

Bien entendu, en admettant un degré de complexité supplémentaire, il est possible de brûler du combustible injecté dans le débit dérivé d'air avant sa détente dans la turbine, pour pouvoir accélérer plus rapidement le turbocompresseur.

Lorsqu'un échangeur air-gaz est prévu en aval de la turbine pour réchauffer le  
30 débit dérivé d'air avant son introduction dans la turbine, il peut, selon l'invention, être avantageusement intégré à l'un quelconque des dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement, notamment sous forme d'enveloppe d'air.

L'invention présente un grand intérêt lorsqu'elle est appliquée à une turbine à  
35 géométrie fixe à volute unique équipée d'une soupape wastegate ou non, associée à un collecteur non subdivisé ou à un collecteur subdivisé. Elle s'applique également, dans les mêmes cas, à une turbine à double volute.

L'invention peut aussi s'appliquer à un turbocompresseur utilisant une turbine à géométrie variable, du type à stator variable, par exemple par ailettes pivotantes, dans lequel le stator variable constitue les moyens d'étranglement à géométrie variable.

5 Selon l'invention, la faculté de réglage de la pression  $P_3$  par les moyens d'étranglement confère au moteur un potentiel de puissance de freinage et un potentiel de recirculation des gaz d'échappement accrus. Elle peut aussi être utilisée pendant une courte durée au début d'une phase transitoire à partir d'une charge très faible, pour augmenter la pression et la température des gaz d'échappement, et obtenir ainsi un établissement plus rapide du débit dérivé d'air.

10 L'invention prévoit également de récupérer la chaleur des gaz EGR ou des gaz déchargés par la soupape wastegate, habituellement perdue, pour la communiquer au débit dérivé d'air.

### DESCRIPTION DE L'INVENTION

15 L'invention consiste, mises à part les dispositions exposées ci-dessus, en un certain nombre d'autres dispositions dont il sera explicitement question ci-après à propos d'exemples décrits avec références aux dessins ci-annexés, mais qui ne sont nullement limitatifs.

20 La figure 1 représente un schéma d'un moteur à combustion interne suralimenté par un turbocompresseur, avec turbine à géométrie fixe, équipé d'un dispositif d'étranglement à géométrie variable de l'admission des gaz d'échappement et de débit dérivé d'air réchauffé.

La figure 2 représente un schéma semblable pour un turbocompresseur, avec turbine à géométrie variable.

25 La figure 3 est une vue schématique, en coupe partielle en développement plan, de la tuyère d'admission de la volute d'une turbine à géométrie fixe dans une variante de réalisation, où les moyens d'étranglement à géométrie variable sont séparés de la soupape wastegate, pour un collecteur d'échappement non subdivisé.

30 La figure 4 est une vue schématique, en coupe partielle, de la tuyère d'admission de la volute d'une turbine à géométrie fixe dans une variante de réalisation, où les moyens d'étranglement à géométrie variable et la soupape wastegate sont solidaires, également pour un collecteur d'échappement non subdivisé. La figure 5 est une vue coupée selon l'axe V - V de la figure 4.

La figure 6 et la figure 7 sont des vues semblables à la figure 4, représentées dans deux autres positions d'ouverture.

La figure 8 est une vue schématique, en coupe partielle, de la tuyère d'admission de la volute d'une turbine à géométrie fixe dans une variante de réalisation, où les moyens d'étranglement à géométrie variable et la soupape wastegate sont solidaires, également pour un collecteur d'échappement non subdivisé. La figure 9 est une vue coupée selon l'axe V - V de la figure 8.

figure 9 est une coupe selon l'axe IX – IX de la figure 8. La figure 10 est une coupe selon l'axe X – X de la figure 8.

La figure 11 est une vue schématique, en coupe partielle, des tuyères d'admission d'une turbine à double volute, pour un collecteur d'échappement subdivisé à deux branches. La figure 12 est une coupe selon l'axe XII – XII de la figure 11. La figure 13 est une coupe selon l'axe XIII – XIII de la figure 11.

La figure 14 est une vue schématique, en coupe partielle, de la zone comprise entre le stator et la roue d'une turbine à géométrie variable, où est introduit le débit dérivé d'air.

La figure 15 et la figure 16 sont des vues schématiques, en coupe, d'une variante de réalisation d'une soupape anti-retour, en position fermée et en position ouverte.

La figure 17 est une installation analogue à celle de la figure 1, dans laquelle le débit dérivé d'air est réchauffé en refroidissant les gaz EGR.

La figure 18 est une installation analogue à celle de la figure 17, dans laquelle le débit dérivé d'air peut être réchauffé par les gaz d'échappement déchargés par la soupape wastegate.

La figure 19 est une vue en coupe partielle d'un turbocompresseur, sans soupape wastegate intégrée, montrant une variante de réalisation du cheminement du débit dérivé d'air à l'intérieur de la turbine pour maintenir ses parois extérieures à basse température et organiser le réchauffage du débit dérivé d'air.

La figure 20 est une coupe selon l'axe XX – XX de la figure 19 pour illustrer d'autres détails de réalisation.

Sur les différentes figures des dessins, les mêmes chiffres de référence ou repères désignent des parties ou éléments de structure identiques ou semblables.

Le moteur à combustion interne représenté sur la figure 1, qui est un moteur à allumage commandé ou un moteur diesel, est équipé d'un turbocompresseur 2 comprenant une turbine à géométrie fixe 3 fonctionnant avec des gaz d'échappement, ou avec un mélange de gaz d'échappement et d'air, montée sur le conduit 4 des gaz d'échappement et un compresseur 5 monté sur la conduite 6 d'admission de l'air. Le mouvement de rotation de la roue de la turbine 3 est transmis par l'intermédiaire d'un arbre 7 au compresseur 5, qui aspire l'air environnant à pression atmosphérique et l'amène à une pression augmentée. Cet air sous pression est ensuite refroidi dans le refroidisseur 8 de l'air d'admission, puis introduit comme air d'admission dans les cylindres 9 du moteur à combustion interne 1.

Le moteur à combustion interne 1 comporte une installation 10 de recyclage des gaz d'échappement EGR, comprenant une conduite 11 de recyclage entre le conduit 4

des gaz d'échappement et la conduite 6 d'admission de l'air, ainsi qu'une soupape de recyclage réglable 12 et un refroidisseur 13.

En outre, le moteur à combustion interne 1 comporte une installation 14 de débit dérivé d'air, comprenant un conduit de dérivation 15 entre un point A situé en aval du compresseur 5 et un point B situé en amont immédiat du col d'entrée de la volute de la turbine 3, des moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air, un réchauffeur d'air 17 monté sur le conduit de sortie 18 de la turbine 3. Les moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air sont fermés, dès que la pression  $P_{3R}$  devient supérieure à la pression  $P_2$ . Cette condition résulte directement du rendement de base  $\eta_{tot}$  du turbocompresseur. Le réchauffeur d'air 17 représente un échangeur air-gaz spécifique ou, selon l'invention, avantageusement intégré à l'un quelconque des dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement, disposés en aval de la turbine, sous forme d'enveloppe d'air. Il peut aussi représenter un réchauffeur d'air intégré dans la turbine.

La turbine 3 est pourvue, dans la tuyère d'admission de sa volute, de moyens d'étranglement à géométrie variable 19 qui permettent d'ajuster de manière variable la section débitante du flux des gaz d'échappement. L'ajustement de cette section débitante se fait en fonction de variables d'état et de commandes du moteur à combustion interne et des composants associés. La section débitante peut être ajustée entre une valeur minimale, correspondant à l'étranglement maximal, et une valeur maximale correspondant à la section débitante maximale de la turbine déterminée par le col d'entrée de sa volute. La position d'étranglement maximal intervient en particulier lorsque la pression  $P_2$  maximale est recherchée aux bas régimes du moteur, ou lorsque le moteur fonctionne comme un frein, pour produire une pression  $P_3$  la plus élevée possible, afin d'augmenter le travail de refoulement des pistons. La section débitante minimale, offerte au flux des gaz d'échappement par les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 en position minimale d'ouverture, sera généralement comprise entre 15% et 35% de la section  $A_T$  du col d'entrée de la volute, le degré de fermeture pouvant être d'autant plus grand que le débit dérivé d'air est réchauffé. La position d'ouverture maximale intervient, en particulier, lorsque le moteur fonctionne à un régime élevé.

En outre, une soupape wastegate 20, branchée entre le conduit 4 des gaz d'échappement et le conduit de sortie 18 de la turbine 3, est prévue en amont des moyens d'étranglement à géométrie variable 19. Une wastegate est nécessaire lorsqu'une turbine non fermée est utilisée pour obtenir une pression  $P_3$  maximale aux bas régimes du moteur. La wastegate est en fait nécessaire lorsqu'une turbine non fermée est utilisée pour obtenir une pression  $P_3$  maximale aux bas régimes du moteur. La wastegate est en fait nécessaire lorsqu'une turbine non fermée est utilisée pour obtenir une pression  $P_3$  maximale aux bas régimes du moteur.

amont des moyens d'étranglement à géométrie variable 19. Elle peut ainsi être ouverte, au delà du régime  $N_0$  du moteur, alors que les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 ne sont pas encore en position d'ouverture maximale, sans risquer qu'une partie du débit dérivé d'air ne s'échappe par la wastegate. La décharge des gaz d'échappement à travers la soupape wastegate 20 ainsi positionnée présente par ailleurs l'avantage d'atténuer les fluctuations de la pression  $P_3$ , et donc de la pression  $P_{3R}$ , lorsque les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 ne sont plus en position d'ouverture minimale. L'intérêt de maintenir le débit dérivé d'air à un régime supérieur au régime  $N_0$  est d'autant plus marqué que le débit dérivé est réchauffé.

L'ensemble des composants associés au moteur à combustion interne est géré par une unité de contrôle et de commande 21, en fonction des grandeurs d'état et des grandeurs de commande du moteur à combustion interne; en particulier les moyens d'étranglement à géométrie variable 19, la soupape wastegate 20 et la soupape de recyclage 12 sont commandés par l'unité de contrôle et de commande 21. Les moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air, représentés par une soupape anti-retour, peuvent aussi être assurés par une soupape réglable, ou tout ou rien, alors commandée également par l'unité de contrôle et de commande 21.

La figure 2 représente une installation analogue à celle de la figure 1, dans le cas d'une turbine à géométrie variable 3', du type à stator variable par ailettes pivotantes, le stator variable 19' constituant le dispositif d'étranglement en lieu et place des moyens d'étranglement à géométrie variable 19 de la figure 1. Le point B d'introduction du débit dérivé d'air est alors situé entre le stator variable et la roue de la turbine 3'. Cette installation ne comporte pas de wastegate.

Les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 seront généralement prévus dans la tuyère d'admission de la volute de la turbine à géométrie fixe 3. Une soupape rotative, par exemple de type volet ou papillon, ou une protubérance obstruant la tuyère, par exemple articulée, peuvent constituer les moyens d'étranglement à géométrie variable 19. Des modes de réalisation plus complexes, par exemple du type protubérance à guidage axial, sont envisageables mais ne seront pas décrits.

Les fonctions d'étranglement à géométrie variable et de soupape wastegate peuvent être séparées ou non.

La figure 3 illustre schématiquement un mode de réalisation dans lequel les deux fonctions précitées sont séparées. Elle montre l'agencement des différents éléments à l'intérieur de la tuyère d'admission de la volute de la turbine 3. L'introduction du débit dérivé d'air à l'extrémité aval du conduit de dérivation 15 aboutit symboliquement au point B en amont immédiat de la section  $A_T$  du col d'entrée de la volute. Un volet 22 rotatif, en rotation autour de son axe de rotation, constitue les moyens d'étranglement à

géométrie variable 19, dont le degré d'ouverture peut être ajusté entre une position d'ouverture minimale et une position d'ouverture maximale. Le degré d'ouverture est maximal dans la position, représentée en pointillés, où il vient en appui contre la paroi de la tuyère. Une position proche de la position d'ouverture minimale est représentée par le volet dessiné en trait plein, la position d'ouverture minimale est déterminée par une butée, non représentée, qui peut être opérée par une surface d'appui du volet à l'intérieur de la tuyère, ou aussi à l'extérieur sur le mécanisme de commande du volet non représenté. La position du volet est contrôlée par un actionneur du type utilisé pour commander une wastegate ou le stator variable d'une turbine à géométrie variable. Une soupape wastegate 20, de type bien connu, complète l'installation. Cette soupape 20 est commandée par un autre actionneur non représenté.

La figure 4 et la figure 5 illustrent schématiquement un mode de réalisation, dans lequel la fonction d'étranglement à géométrie variable et la fonction wastegate sont assurées par un organe unique 23. La soupape wastegate 20 est analogue à celle de la figure 4 mais présente un diamètre de disque plus grand, car l'orifice de décharge des gaz d'échappement, lorsqu'elle est ouverte, s'opère principalement dans la zone proche de son axe d'articulation. Les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 sont constitués par une protubérance 24 solidaire du disque de la soupape 20. La protubérance 24 est de révolution par rapport à l'axe de symétrie du disque de la soupape 20. Ce mode de réalisation permet de conserver un montage du disque de la soupape 20 libre en rotation, garantissant de bonnes conditions d'étanchéité, en position fermée, sur le siège de surface plane. Ce mode de réalisation nécessite un seul actionneur pour contrôler la position de l'organe unique 23. Le dispositif est complété par un petit volet réglable 25 optionnel. Son mécanisme de commande, non représenté, comporte une butée réglable. Ce volet réglable permet de calibrer la section débitante minimale des gaz d'échappement, constituant le meilleur compromis pour le fonctionnement en mode de freinage, en mode transitoire et en mode stabilisé pleine charge pour les régimes inférieurs au régime  $N_0$  du moteur. La wastegate doit en effet rester fermée, tant que la pression  $P_2$  maximale n'a pas été atteinte. Le volet réglable 25 pourrait aussi avoir deux positions de butée, pour mieux satisfaire des exigences différentes.

La figure 6 montre le dispositif de la figure 4 dans une position d'ouverture intermédiaire de l'organe unique 23 et une ouverture partielle de la soupape wastegate 20. Pour un régime compris entre le régime  $N_0$  et le régime  $N_{max}$  du moteur, le taux de réduction de la consommation est obtenu par le positionnement du volet réglable par le



La figure 7 montre le dispositif de la figure 4 dans une position d'ouverture maximale de l'organe unique 23, libérant la section débitante maximale pour les gaz d'échappement du moteur à combustion interne, dans une position d'ouverture maximale de la soupape wastegate 20 en appui sur une butée 26. Au régime  $N_{\max}$ , la  
5 soupape wastegate 20 n'est pas complètement ouverte. Les moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air sont alors fermés.

La figure 8 illustre un mode de réalisation analogue à celui de la figure 4, mais utilisant un collecteur subdivisé à deux branches. Il s'en distingue par le fait qu'une cloison 27 sépare la tuyère d'admission de la volute de la turbine 3, depuis sa bride  
10 d'entrée jusqu'à la protubérance 24, en deux conduits 28 et 29 prolongeant les deux conduits cloisonnés du collecteur subdivisé non représenté. La forme de l'extrémité aval de la cloison se termine, par une forme épousant la protubérance 24, qu'elle affleure dans sa position fermée, et par une partie droite suivant l'axe IX - IX.

La figure 9 montre la section débitante minimale offerte au flux des gaz d'échappement par les moyens d'étranglement à géométrie variable 19 en position  
15 minimale d'ouverture et la figure 10 montre la forme des conduits 28 et 29 à proximité de la bride d'entrée du carter de turbine.

Ce mode de réalisation engendre un pulse converter à géométrie variable puisque son degré d'étranglement évolue avec la position de l'organe unique 23. Cette  
20 configuration associée à une turbine à géométrie fixe apporte les mêmes avantages pour le remplissage des cylindres aux bas régimes du moteur que ceux procurés par une turbine à double volute associée à un collecteur d'échappement subdivisé. Son fonctionnement est analogue à celui du mode de réalisation décrit aux figures 4 à 7. Un réglage fin de la section minimale d'ouverture, par exemple à l'aide d'un volet réglable  
25 tel que celui décrit à la figure 4, est possible, mais n'a pas été représenté.

Selon l'invention, un collecteur subdivisé peut aussi être adapté au mode de réalisation décrit à la figure 3.

Les collecteurs subdivisés sont généralement divisés en deux branches regroupant plusieurs cylindres, mais on peut aussi envisager un nombre de branches plus  
30 élevé, par exemple égal au nombre total de cylindres du moteur pour obtenir un découplage complet des phases d'échappement de chaque cylindre, particulièrement intéressant en mode de freinage. Cette technique permet d'obtenir un volume de chaque branche monocylindre plus réduit et ainsi d'augmenter l'énergie des gaz d'échappement fournie à la turbine aux très bas régimes du moteur.

35 Les figures 11 à 13 illustrent un mode de réalisation sans wastegate appliqué à une turbine à double volute et à un collecteur d'échappement subdivisé à deux branches. La turbine 3 comporte deux volutes séparées par une cloison 30 ; chaque volute est

repérée par son col d'entrée, la section  $A_{T1}$  se rapporte à la volute adjacente au corps de paliers ; la section  $A_{T2}$  se rapporte à la volute située du côté de la sortie de la turbine. Une cloison 27 sépare la tuyère d'admission de la volute  $A_{T1}$ , depuis sa bride d'entrée jusqu'à proximité du col d'entrée  $A_{T1}$ , en deux conduits 28 et 29 prolongeant les deux conduits cloisonnés du collecteur subdivisé non représenté. La volute  $A_{T1}$  est toujours alimentée par les gaz d'échappement du moteur à combustion interne 1. Une soupape 31 de mise en communication des conduits 28 et 29 avec le conduit 32 alimentant la volute  $A_{T2}$  est située contre la partie amont des conduits 28 et 29 de la tuyère d'admission de la volute  $A_{T1}$ . La cloison 27 s'étend jusqu'à la soupape 31, d'une construction analogue à celle d'une soupape wastegate, et sépare ainsi l'orifice circulaire de mise en communication en deux parties, semi-circulaires, constituant à cet endroit aussi le siège de la soupape 31. Lorsque la soupape 31 s'ouvre, le flux de gaz d'échappement provenant du conduit 28 ou 29, alimenté par une bouffée, se décharge dans le conduit 32, puis dans l'autre conduit 29 ou 28, alors peu ou pas alimenté. Le débit dérivé d'air est introduit symboliquement au point B dans le conduit 32.

La soupape de mise en communication 31, commandée par un actionneur non représenté, permet ainsi de faire varier la section débitante du flux des gaz d'échappement des cylindres, entre une section minimale représentée à la figure 12 et une section maximale  $A_T$ , égale à la somme des sections des  $A_{T1}$  et  $A_{T2}$ , lorsque la soupape 31 est en position d'ouverture maximale.

Aux bas régimes du moteur, la soupape de mise en communication 31 est fermée et les gaz d'échappement alimentent alors la section débitante minimale du conduit 28 ou du conduit 29, tandis que le débit dérivé d'air alimente la volute  $A_{T2}$ . Avec l'ouverture progressive de la soupape 31, les gaz d'échappement alimentent une section débitante croissant vers la section débitante maximale  $A_T$ , tandis que le débit dérivé d'air diminue pour s'annuler à un régime compris entre le régime  $N_0$  et le régime  $N_{max}$  du moteur. La soupape de mise en communication 31 joue un rôle similaire à celui des moyens d'étranglement à géométrie variable 19 précédemment décrits.

Durant son passage dans la volute  $A_{T2}$ , le débit dérivé d'air est réchauffé par la chaleur provenant des parois de la turbine 3. Deux conduits fixes 33 et 34, représentés aux figures 11 et 12, peuvent être prévus entre le conduit 32 et le col  $A_{T1}$  pour compléter son admission, alors partielle, lorsque la soupape 31 est fermée, par une partie du débit dérivé et la rendre ainsi plus totale. Le mode de réalisation avec une turbine à double col de parois d'écoulement à flux de dérivation 17. On peut également prévoir une structure à double col de parois d'écoulement à flux de dérivation 17, avec une structure à double col de parois d'écoulement à flux de dérivation 17.

Ce mode de réalisation peut aussi s'appliquer à un collecteur non subdivisé, en supprimant la cloison 27. Dans ce cas, la soupape de mise en communication 31 peut être complétée par des moyens d'étranglement à géométrie variable 19, solidaires ou séparés de la soupape de mise en communication 31.

5 La figure 14 illustre une turbine à géométrie variable selon l'invention, où le stator est du type à ailettes pivotantes. Le débit dérivé d'air est introduit dans la zone 35 au point B, entre le stator variable 36, représenté de façon simplifiée en position d'ouverture minimale, et la roue 37 de la turbine 3'. Le débit dérivé d'air est introduit de préférence de façon symétrique, sous forme de canaux annulaires 38, 39 ménagés dans  
10 les faces latérales de la zone précitée, selon une direction telle que l'incidence de l'écoulement résultant du mélange gaz-air soit optimale pour alimenter la roue de turbine 37. Le débit dérivé d'air contribue à réduire les fuites de gaz parasites contournant le stator. L'invention est également applicable dans le cas d'un stator du type à piston coulissant.

15 Les figures 15 et 16 illustrent un mode de réalisation des moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air au moyen d'une soupape anti-retour. Elle est constituée par un piston 40 coulissant libre dans une chemise cylindrique 41. La chemise cylindrique 41 est alimentée d'un côté par le débit dérivé d'air en provenance du point A, sensiblement à la pression  $P_2$ , et de l'autre côté par la pression  $P_{3R}$  provenant d'un piquage 42 par  
20 l'intermédiaire d'un tuyau de faible section de passage. La position du piston est fonction des pressions s'exerçant sur ses faces opposées. Lorsque la pression  $P_{3R}$  est supérieure à la pression  $P_2$ , le piston est en appui, par la partie conique 43 de sa jupe 44, sur un siège conique 45, et la soupape anti-retour se trouve en position fermée, comme représenté à la figure 15. Lorsque la pression  $P_2$  est supérieure à la pression  $P_{3R}$ , le  
25 piston est en appui sur sa face opposée et la soupape anti-retour se trouve en position ouverte, comme représenté à la figure 16. Le débit dérivé d'air s'échappe radialement, à travers la section de passage maximale offerte par les lumières 46 pratiquées dans la chemise cylindrique 41, en direction du point B.

Le taux de dérivation  $X$  et le régime du moteur auquel il s'annule pourront être  
30 d'autant plus élevés que la pression  $P_{3R}$  est faible. Le piquage 42 sera par conséquent positionné entre le point B et la roue de la turbine, où règne la pression la plus faible égale à  $P_{3R}$ . Il peut aussi être positionné au niveau du col des moyens d'étranglement 19, dans leur position minimale d'ouverture.

La figure 17 est une installation analogue à celle de la figure 1, dans laquelle le  
35 débit dérivé d'air est réchauffé en refroidissant les gaz EGR. Le refroidisseur 13 devient aussi réchauffeur d'air. Cet échangeur air-gaz peut être de tout type approprié. Il peut être d'un mode de réalisation très simple, dans lequel le conduit de dérivation 15 est disposé

concentriquement au conduit EGR 11. Cette solution est particulièrement intéressante lorsque le recyclage EGR doit intervenir dans tout le champ de fonctionnement du moteur. Il permet de réchauffer le débit dérivé d'air jusqu'à une valeur proche de la température des gaz d'échappement du moteur et de refroidir les gaz EGR jusqu'à une température  
5 proche de la température de l'air sortie du compresseur, ou du refroidisseur d'air 8 si le point A est situé en aval du refroidisseur d'air 8. Cela permet aussi de réduire le flux de chaleur communiqué à l'eau du moteur habituellement utilisée pour refroidir les gaz EGR. On peut aussi compléter l'installation par un refroidisseur EGR-eau classique pour refroidir les gaz EGR à une température aussi basse que possible.

10 Le débit dérivé d'air présente l'avantage de compenser la réduction du débit d'air engendrée par le recyclage EGR, ce qui facilite l'adaptation du compresseur au moteur.

Une lame d'air interne ou enveloppe d'air externe 47, destinée à maintenir les parois extérieures de la turbine à une température aussi basse que possible, peut être alimentée par une fraction du débit dérivé d'air non réchauffé; cette fraction est prélevée  
15 en un point situé entre les moyens d'interruption 16 du débit dérivé d'air et l'échangeur air-gaz 13 et dirigée par un conduit de dérivation supplémentaire 48 en direction de la turbine 3. Bien entendu, un conduit de dérivation supplémentaire 48 non réchauffé peut être appliqué à toutes les formes de réalisation de l'invention, l'avantage procuré étant d'autant plus important que le débit dérivé d'air a été réchauffé avant son introduction au  
20 point B.

La figure 18 est une installation analogue à celle de la figure 17, dans laquelle le débit dérivé d'air peut être réchauffé par les gaz d'échappement déchargés par la soupape wastegate. Cette installation se distingue de celle de la figure 17, par le fait que la soupape de recyclage réglable 12 est située en aval de l'échangeur air-gaz 13 et que la  
25 soupape wastegate 20 est toujours branchée entre le conduit 4 des gaz d'échappement et le conduit de sortie 18 de la turbine 3, mais située en aval de l'échangeur air-gaz 13. Le débit de gaz d'échappement, déchargé à la sortie 18 de la turbine, réchauffe ainsi le débit dérivé d'air dès que la soupape wastegate 20 est ouverte. Elle peut être ouverte ou fermée indépendamment de la soupape de recyclage réglable 12. Compte tenu de la  
30 différence de pression importante régnant entre l'entrée et la sortie de la turbine 3, l'efficacité de l'échangeur air-gaz 13 peut être élevée. La température du débit dérivé d'air, ainsi réchauffé, atteint à la sortie de l'échangeur air-gaz 13 une valeur proche de la température des gaz d'échappement à la sortie du moteur. Le cycle de récupération d'énergie opéré par le débit dérivé d'air améliore considérablement le rendement  $\eta_p$  et par conséquent celui du moteur en fonctionnement wastegate  $\eta_{wg}$  sur une valeur  $\eta_{wg}$  donnée. On peut ainsi constater que la température de l'air réchauffé est supérieure à la température de l'air sortant du compresseur et que la température des gaz EGR est inférieure à la température de l'air sortant du compresseur.

bien entendu d'autant plus efficace que le rendement du compresseur  $\eta_c$  et le rendement de la turbine  $\eta_t$  sont élevés. Il peut être combiné avec le système de recyclage EGR, décrit à la figure 17, comme représenté à la figure 18, mais peut naturellement être mis en œuvre sans l'installation de recyclage EGR.

5 Pour les moteurs à rendement de turbocompresseur élevé, où la pression  $P_2$  est toujours supérieure à la pression  $P_3$ , le cycle de récupération d'énergie décrit précédemment peut être mis en œuvre sans les moyens d'étranglement à géométrie variable 19.

10 La figure 19 montre un corps de paliers 49, où seule la partie nécessaire à la description est représentée en coupe partielle, relié à un corps de turbine 50 par un collier de serrage en V 51. Une roue de turbine 37 est accouplée par un arbre 7 à une roue de compresseur non représentée. Un volet 22 rotatif, en rotation autour d'un axe de rotation parallèle à l'axe de l'arbre 7, est disposé dans la tuyère d'admission d'une volute 52 de la turbine 3. Ce volet constitue les moyens d'étranglement à géométrie  
15 variable 19 ; il est représenté en trait plein en position d'ouverture minimale et en pointillés en position d'ouverture maximale pour le flux des gaz d'échappement. Le mécanisme de commande en rotation du volet 22 et son actionneur ne sont pas représentés. Un écran thermique 53 est monté entre le corps de paliers 49 et le corps de turbine 50.

20 L'écran est de forme adaptée pour diriger une fraction du débit dérivé d'air, introduite par un conduit 54 ménagé dans le corps de paliers, radialement en direction de l'arbre 7 dans un espace 55 situé entre le corps de paliers 49 et l'écran thermique 53, puis radialement dans un espace 56 situé entre un disque arrière 57 de la roue de turbine 37 et l'écran thermique 53. Cette fraction du débit dérivé d'air s'échappe en direction  
25 d'un espace 58 inscrit entre un autre écran thermique 59, de contour cylindrique, et la volute 52. Cette fraction du débit dérivé d'air est intensément réchauffée lors de son passage dans l'espace 56, en raison de la très grande vitesse relative entre le disque arrière 57 et le flux d'air. La forme de l'écran thermique 53 est adaptée pour réaliser une compression de l'air centrifugé dans l'espace 56. Le flux d'air est également réchauffé  
30 par le corps de paliers dans l'espace 55. Ces dispositions facilitent l'amorçage du débit dérivé d'air.

Une autre fraction du débit dérivé d'air est introduite par une ouverture 60, disposée latéralement dans le corps de turbine 50. Un jeu d'ailettes 61, de nombre impair dans la représentation de la figure 19, est disposé radialement autour d'une paroi  
35 62, de forme cylindrique, pour augmenter la surface d'échange entre le flux d'air et les parois chaudes de la turbine 3. Un autre jeu d'ailettes 63, également de nombre impair dans la représentation de la figure 19, est disposé radialement en aval de la roue de

turbine 37, à partir de la paroi 62, vers l'intérieur d'un conduit 64. Une faible quantité d'air est prélevée sur l'air introduit par l'ouverture 60 et dirigée vers un espace annulaire 65, situé entre la paroi extérieure du corps de turbine 50 et l'écran thermique 59, pour maintenir les parois extérieures de la turbine à basse température et ainsi réduire sensiblement la dissipation de chaleur du corps de turbine 50. Le flux d'air réchauffé par les ailettes 61 et le flux d'air provenant de l'espace annulaire 65 s'échappent en direction de l'espace 58.

Comme visible aux figures 19 et 20, l'écran thermique 59 est interrompu au voisinage des parois de la volute 52. Avec une forme plus compliquée, l'écran thermique pourrait s'étendre vers la bride d'entrée 66 de la turbine 3.

Pour simplifier la réalisation en fonderie du corps de turbine, il est naturellement possible de prévoir une pièce séparée pour le jeu d'ailettes 61, qui pourrait être solidaire d'une paroi cylindrique extérieure constituant une partie de l'écran 59 et d'une paroi cylindrique intérieure, emmanchée sur la paroi 62.

L'espace 58 est ainsi alimenté par la totalité du débit dérivé d'air, introduit par les conduits 54 et 60, après avoir été réchauffé. L'espace 58 constitue une volute d'air réchauffé, dont la section de passage visible à la figure 20, augmente tandis que celle de la volute 52 diminue. Cette disposition illustre bien que l'admission de la turbine avec le mélange gaz-air reste totale quelle que soit la position du volet 22.

La pièce montée à la sortie de la turbine, non représentée à la figure 19, est destinée à recevoir les gaz issus du conduit 64 et à obturer l'espace annulaire extérieur, concentrique au conduit 64, traversé par le débit dérivé d'air. Un joint d'étanchéité est prévu dans la gorge 67 de la paroi 62. Les dimensions des ailettes 61 et 62 peuvent être adaptées aux objectifs de réchauffage. Une partie de la surface d'échange peut être reportée dans la pièce précitée, montée à la sortie de la turbine. Lorsqu'une autre fraction du débit dérivé d'air est réchauffée dans un échangeur 13, jusqu'à une valeur proche de la température des gaz d'échappement à la sortie du moteur, cette fraction sera avantageusement introduite directement dans l'espace 58.

En fonction du niveau de la compression de l'air centrifugé dans l'espace 56, il peut s'avérer nécessaire de séparer l'espace 58 par une cloison, non représentée à la figure 19, s'étendant radialement jusqu'aux parois extérieures du corps de turbine 50, par exemple au niveau de l'axe  $XX' - XX'$ , et interrompant l'écran thermique 59.

Lorsque le taux de dérivation  $\lambda$  n'est pas nul, le débit d'air  $\dot{m}_a$  fourni au moteur est inférieur au débit d'air  $\dot{m}_0$  entrant au compresseur, dont la mesure est généralement effectuée à l'entrée du compresseur. La balance de masse de l'air est alors :  
 $\dot{m}_0 = \dot{m}_a + \dot{m}_d$  où  $\dot{m}_d$  est le débit d'air dérivé.  
Le débit d'air dérivé  $\dot{m}_d$  est égal au débit d'air qui s'échappe par les ailettes 61 et l'espace annulaire 65.

## REVENDECATIONS

1. Moteur à combustion interne suralimenté par au moins un turbocompresseur, comportant un conduit de dérivation (15) assurant un débit dérivé d'air à partir d'un point (A) situé en aval du compresseur (5), sur lequel des moyens  
5 d'interruption (16) du débit dérivé d'air sont prévus, vers un point (B) situé entre l'extrémité aval du conduit (4) des gaz d'échappement et la roue de turbine (37), caractérisé en ce que

des moyens d'étranglement à géométrie variable (19) sont prévus sur l'admission des gaz d'échappement à la roue de turbine (37) en amont du point (B) précité, dont le  
10 degré d'ouverture est choisi de telle façon que la pression  $P_{3R}$  régnant en amont de la roue de turbine (37) reste essentiellement inférieure à la pression de suralimentation  $P_2$ , dans tous les cas où un débit dérivé d'air est souhaité, pour créer une admission totale de la turbine avec le mélange gaz-air, conduisant à la pression des gaz d'échappement  $P_3$  la plus basse possible pour une pression de suralimentation  $P_2$  donnée.

15 2. Moteur suralimenté selon la revendication 1, caractérisé en ce que le degré d'ouverture des moyens d'étranglement à géométrie variable (19) est ajusté automatiquement par une unité de contrôle et de commande (21), en fonction des grandeurs d'état et des grandeurs de commande du moteur à combustion interne, pour contrôler la pression  $P_2$  et la pression  $P_3$ .

20 3. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que les parois extérieures de la turbine sont maintenues à une température aussi basse que possible à l'aide d'une lame d'air interne, ou enveloppe d'air externe, alimentée par une faible partie du débit dérivé d'air non réchauffé.

25 4. Moteur suralimenté selon la revendication 3, caractérisé en ce que la température des gaz d'échappement du moteur peut être momentanément accrue au delà de la température maximale admissible de la turbine (3) par introduction de combustible additionnel effectué sous forme de post-injection de combustible à l'intérieur des cylindres du moteur en phase de détente avancée.

30 5. Moteur suralimenté selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce qu'un échangeur de chaleur (17) prévu en aval de la turbine pour réchauffer le débit dérivé d'air avant son introduction dans la turbine est intégré à l'un quelconque des dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement, sous forme d'enveloppe d'air.

35 6. Moteur et turbocompresseur selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que la turbine (3') est à géométrie variable, un stator variable (36) constituant les moyens d'étranglement à géométrie variable (19), et que le débit dérivé d'air est introduit dans une zone (35), située entre le stator variable (36) et la roue de

# REVENDECATIONS

1. Moteur à combustion interne suralimenté par au moins un turbocompresseur, comportant un conduit de dérivation (15) assurant un débit dérivé d'air à partir d'un point (A) situé en aval du compresseur (5), sur lequel des moyens d'interruption (16) du débit dérivé d'air sont prévus, vers un point (B) situé entre l'extrémité aval du conduit (4) des gaz d'échappement et la roue de turbine (37), caractérisé en ce que

des moyens d'étranglement à géométrie variable (19) sont prévus sur l'admission des gaz d'échappement à la roue de turbine (37) en amont du point (B) précité, dont le degré d'ouverture est choisi de telle façon que la pression  $P_{3R}$  régnant en amont de la roue de turbine (37) reste essentiellement inférieure à la pression de suralimentation  $P_2$ , dans tous les cas où un débit dérivé d'air est souhaité, pour créer une admission totale de la turbine avec le mélange gaz-air, conduisant à la pression des gaz d'échappement  $P_3$  la plus basse possible pour une pression de suralimentation  $P_2$  donnée.

2. Moteur suralimenté selon la revendication 1, caractérisé en ce que le degré d'ouverture des moyens d'étranglement à géométrie variable (19) est ajusté automatiquement par une unité de contrôle et de commande (21), en fonction des grandeurs d'état et des grandeurs de commande du moteur à combustion interne, pour contrôler la pression  $P_2$  et la pression  $P_3$ .

3. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que les parois extérieures de la turbine sont maintenues à une température aussi basse que possible à l'aide d'une lame d'air interne, ou enveloppe d'air externe, alimentée par une faible partie du débit dérivé d'air non réchauffé.

4. Moteur suralimenté selon la revendication 3, caractérisé en ce que la température des gaz d'échappement du moteur peut être momentanément accrue au delà de la température maximale admissible de la turbine (3) par introduction de combustible additionnel effectué sous forme de post-injection de combustible à l'intérieur des cylindres du moteur en phase de détente avancée.

5. Moteur suralimenté selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce qu'un échangeur de chaleur (17) prévu en aval de la turbine pour réchauffer le débit dérivé d'air avant son introduction dans la turbine est intégré à l'un quelconque des dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement, sous forme d'enveloppe d'air.

6. Moteur suralimenté par un turbocompresseur selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce qu'il comprend un dispositif de contrôle de la pression  $P_2$  et de la pression  $P_3$  qui agit sur le degré d'ouverture des moyens d'étranglement à géométrie variable (19) pour maintenir la pression  $P_2$  et la pression  $P_3$  à des valeurs prédéfinies.



turbine (37), par deux faces latérales s'étendant radialement en direction de la roue de turbine (37) selon une direction telle que l'incidence moyenne de l'écoulement résultant du mélange gaz-air soit optimale pour alimenter la roue de turbine (37).

5 7. Moteur suralimenté selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que la turbine est munie d'une soupape wastegate (20) disposée en amont des moyens d'étranglement (19).

8. Moteur suralimenté selon la revendication 7, caractérisé en ce que la soupape wastegate (20) et les moyens d'étranglement (19) sont séparés et commandés chacun par un actionneur séparé.

10 9. Moteur suralimenté selon la revendication 7, caractérisé en ce que le moteur est équipé d'un collecteur subdivisé.

15 10. Moteur suralimenté selon la revendication 7, caractérisé en ce que les moyens d'étranglement (19) formés par une protubérance (24) et la soupape wastegate (20) sont solidaires et commandés par un actionneur unique, la soupape wastegate, libérant lors de son ouverture, une section de fuite vers la sortie de la turbine (18) située essentiellement en amont des moyens d'étranglement (19).

11. Moteur suralimenté selon la revendication 10, caractérisé en ce que le moteur est équipé d'un collecteur subdivisé, une cloison (27) prolongeant les conduits séparés du collecteur subdivisé (28) et (29) jusqu'à la protubérance (24).

20 12. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale à double volute ( $A_{T1}$ ) et ( $A_{T2}$ ) selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que le moteur est équipé d'un collecteur subdivisé, une cloison (27) prolongeant les conduits séparés du collecteur subdivisé (28) et (29) jusqu'au voisinage du col d'entrée de la volute ( $A_{T1}$ ), toujours alimentée par les gaz d'échappement du moteur à combustion interne (1), d'une soupape de mise en communication (31) des conduits (28) et (29) avec le conduit (32) alimentant la volute ( $A_{T2}$ ), le conduit (32) étant alimenté uniquement par le débit dérivé d'air lorsque la soupape mise en communication (31) est fermée, puis avec une part croissante de gaz d'échappement et décroissante de débit dérivé d'air lorsque la soupape mise en communication (31) est progressivement ouverte.

30 13. Moteur suralimenté selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que des moyens d'interruption (16) du débit dérivé d'air sont constitués par une soupape anti-retour comprenant un piston (40) coulissant libre dans une chemise cylindrique (41), alimentée d'un côté par le débit dérivé d'air en provenance du point (A) sensiblement à la pression  $P_2$ , et de l'autre côté par la pression  $P_{3R}$ , la soupape anti-retour se trouvant en position fermée lorsque la pression  $P_{3R}$  est supérieure à la pression  $P_2$  et en position ouverte lorsque la pression  $P_2$  est supérieure à la pression  $P_{3R}$ , le débit

35

dérivé d'air s'échappant radialement, à travers la section de passage maximale offerte par les lumières (46) pratiquées dans la chemise cylindrique (41), vers le point (B).

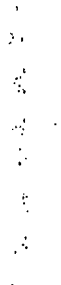
5 14. Moteur suralimenté selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce qu'un échangeur EGR (13) est aussi réchauffeur du débit dérivé d'air, la chaleur des gaz EGR étant récupérée et communiquée au débit dérivé d'air.

15 15. Moteur suralimenté selon revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que l'échangeur (13) est aussi réchauffeur du débit dérivé d'air, la chaleur des gaz d'échappement déchargés par la soupape wastegate étant récupérée et communiquée au débit dérivé d'air.

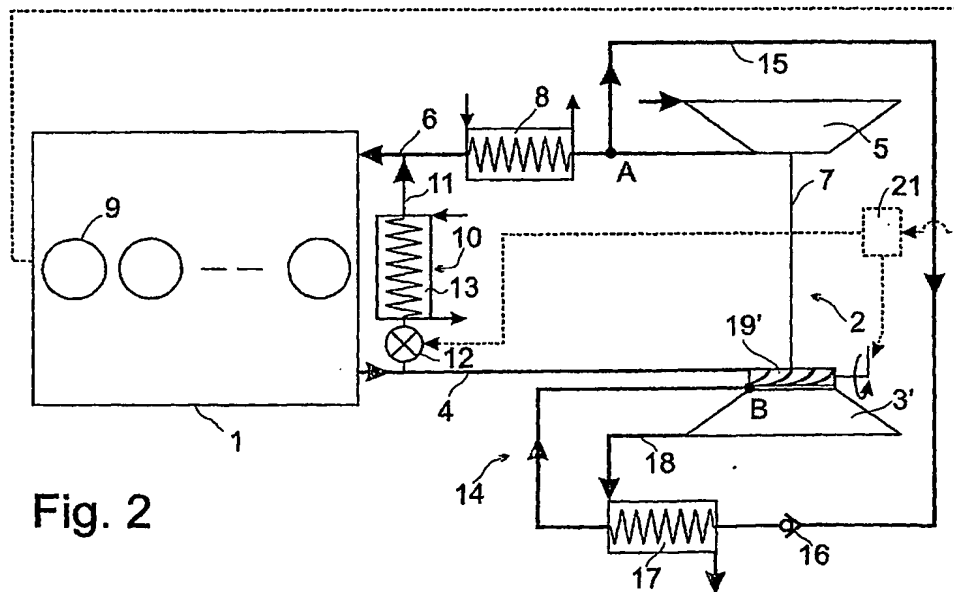
10 16. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale selon la revendication 3, caractérisé en ce qu'un écran thermique (53), monté entre un corps de paliers (49) et un corps de turbine (50), est de forme adaptée pour diriger une fraction du débit dérivé d'air, introduite par un conduit (54) ménagé dans le corps de paliers (49), radialement en direction de l'arbre (7) du turbocompresseur (2) dans un espace (55) 15 situé entre le corps de paliers (49) et l'écran thermique (53), puis radialement dans un espace (56) situé entre le disque arrière (57) de la roue de turbine (37) et l'écran thermique (53), en direction d'un espace (58) constituant volute d'air réchauffé autour de la volute (52) de la turbine (3), la forme de l'écran thermique (53) étant adaptée pour réaliser une compression de l'air centrifugé dans l'espace (56).

20 17. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale selon la revendication 3 ou 16, caractérisé en ce qu'une fraction du débit dérivé d'air est introduite par une ouverture (60), disposée latéralement dans le corps de turbine (50), un jeu d'ailettes (61) étant disposé radialement autour d'une paroi (62), de forme cylindrique, pour augmenter la surface d'échange entre le flux d'air et les parois chaudes 25 de la turbine (3), un autre jeu d'ailettes (63) étant disposé radialement en aval de la roue de turbine (37), à partir de la paroi (62), vers l'intérieur d'un conduit (64).

30 18. Moteur suralimenté par un turbocompresseur à turbine radiale selon la revendication 3, 16 ou 17, caractérisé en ce qu'un volet (22) rotatif, en rotation autour d'un axe de rotation parallèle à l'axe de l'arbre (7), constituant les moyens d'étranglement à géométrie variable (19), est disposé dans la tuyère d'admission de la volute (52) de la turbine (3) et à la sortie de l'espace (58) constituant volute d'air réchauffé autour de la volute (52) pour créer une admission totale de la turbine avec le mélange gaz-air, quel que soit le degré d'ouverture offert aux gaz d'échappement.



**Fig. 2**



**Fig. 2**

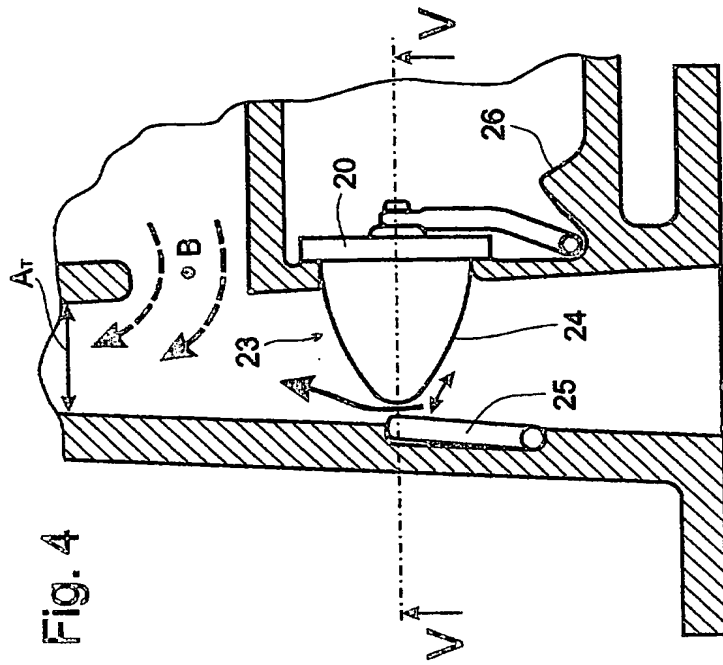


Fig. 4

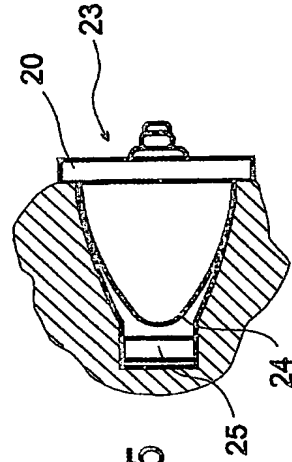


Fig. 5

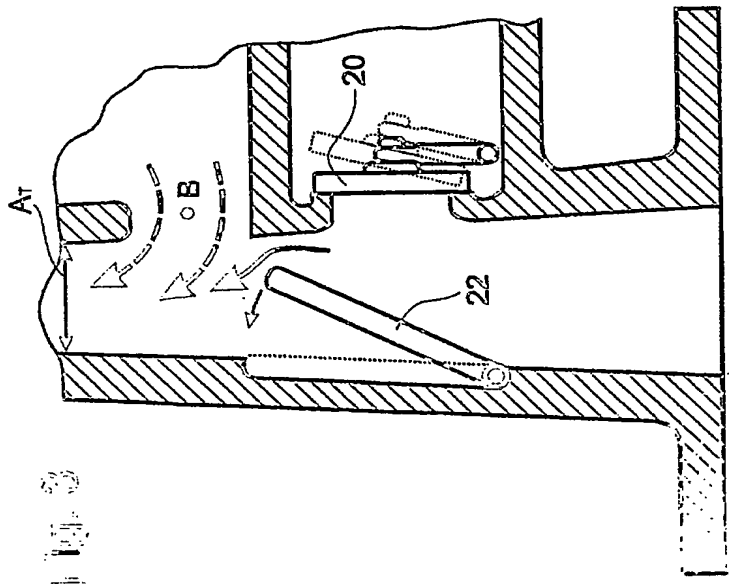


Fig. 3

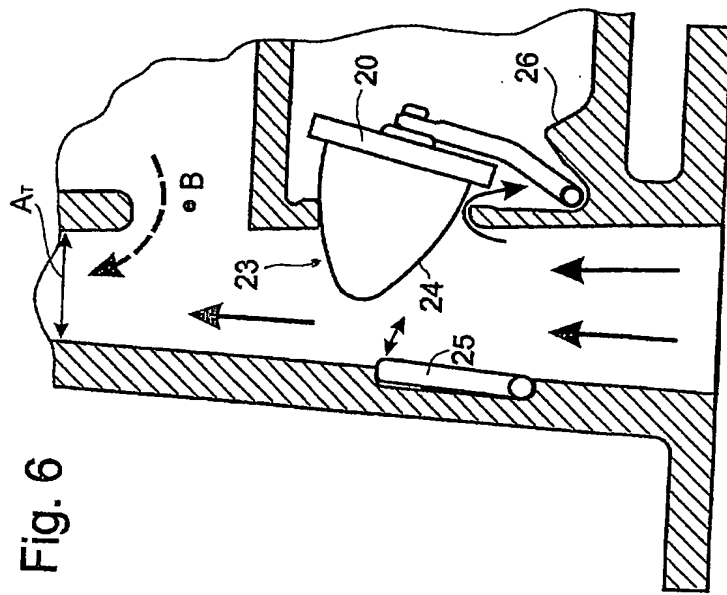
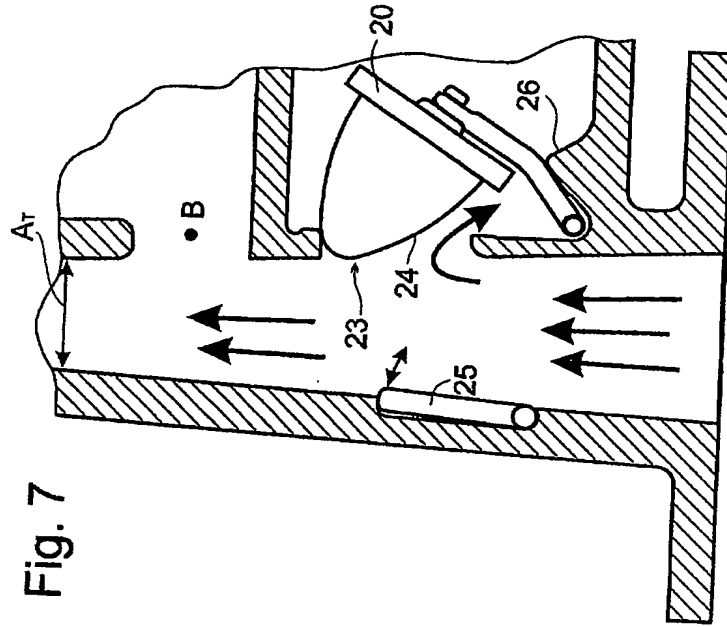


Fig. 8

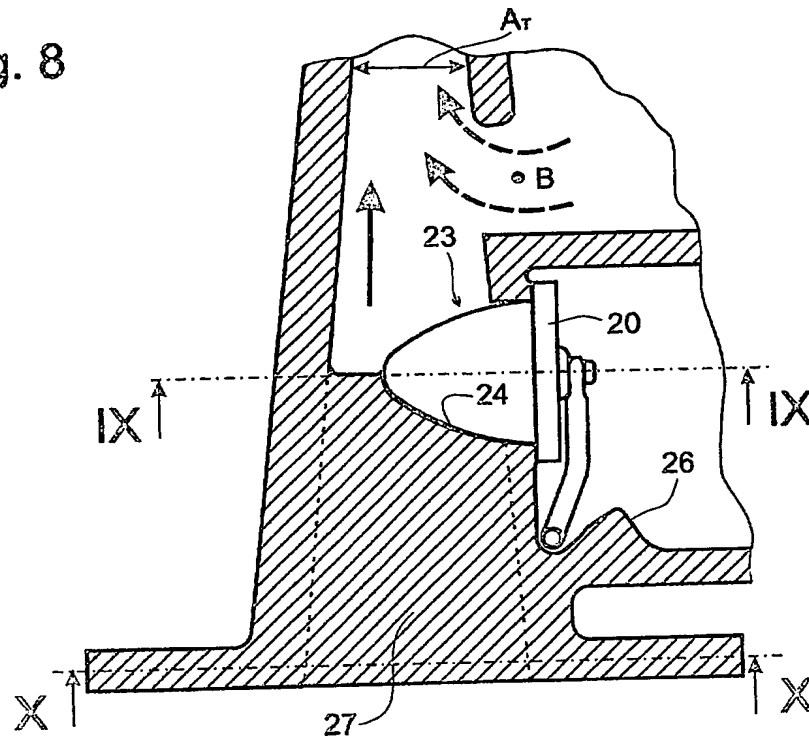


Fig. 9

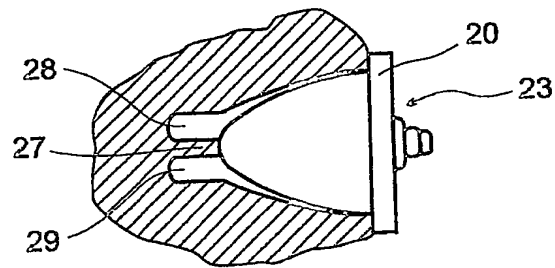
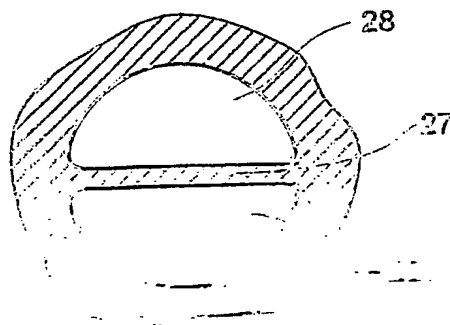


Fig. 10



5 / 10

Fig. 11

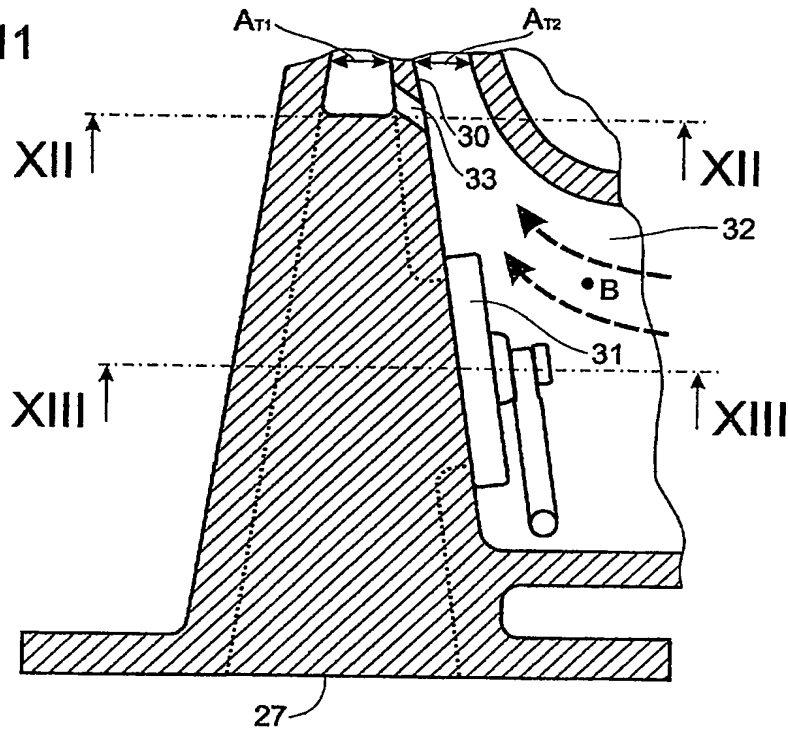


Fig. 12

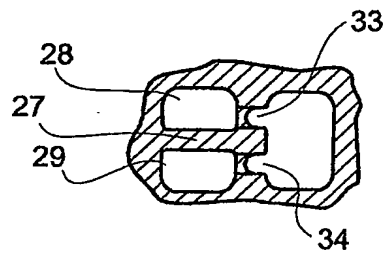


Fig. 13

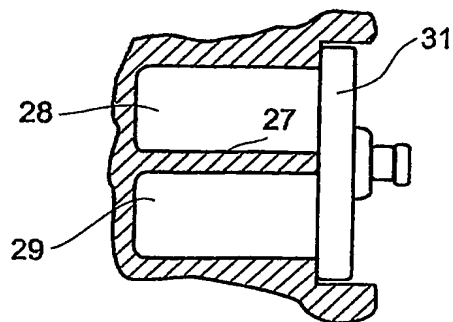


Fig. 14

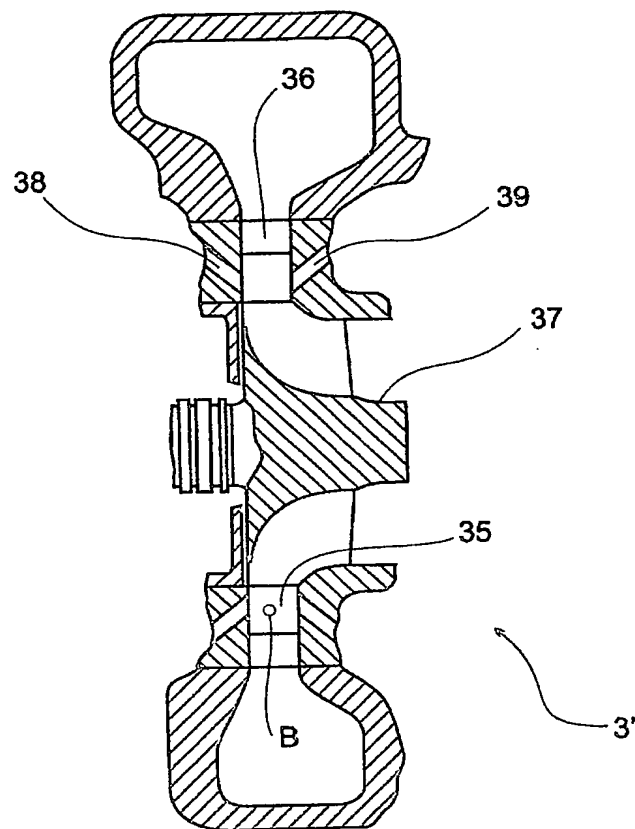




Fig. 15

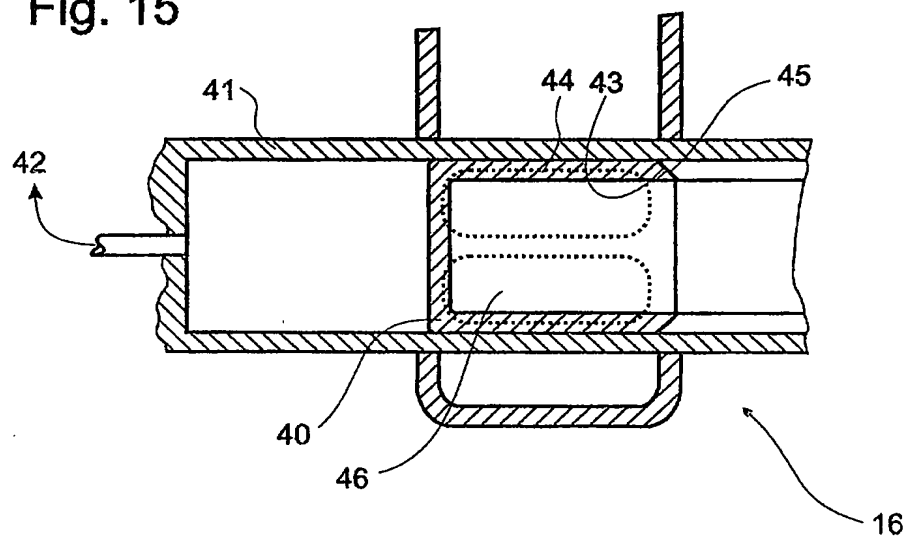
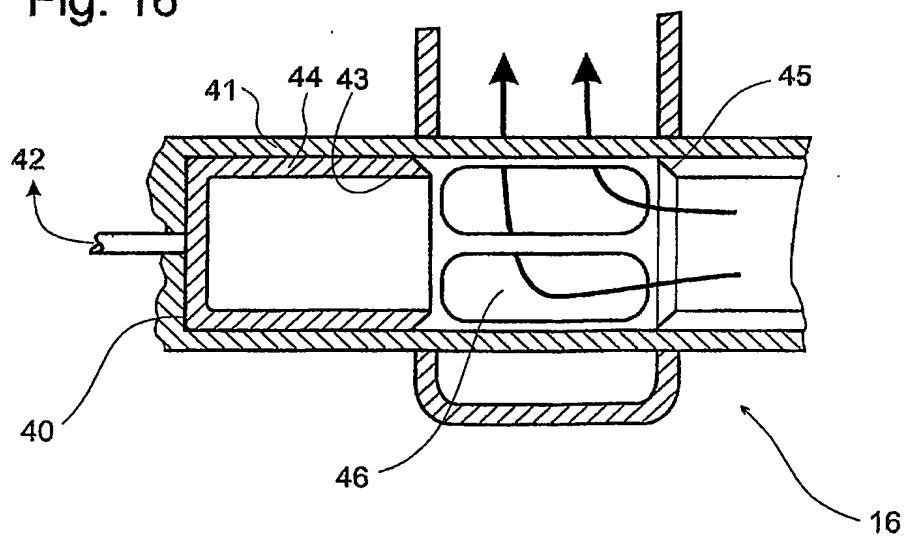
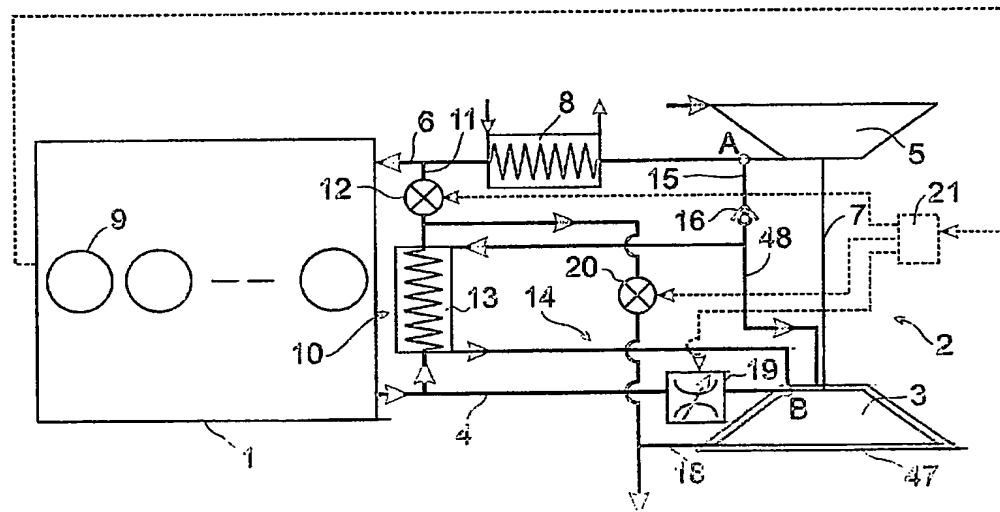
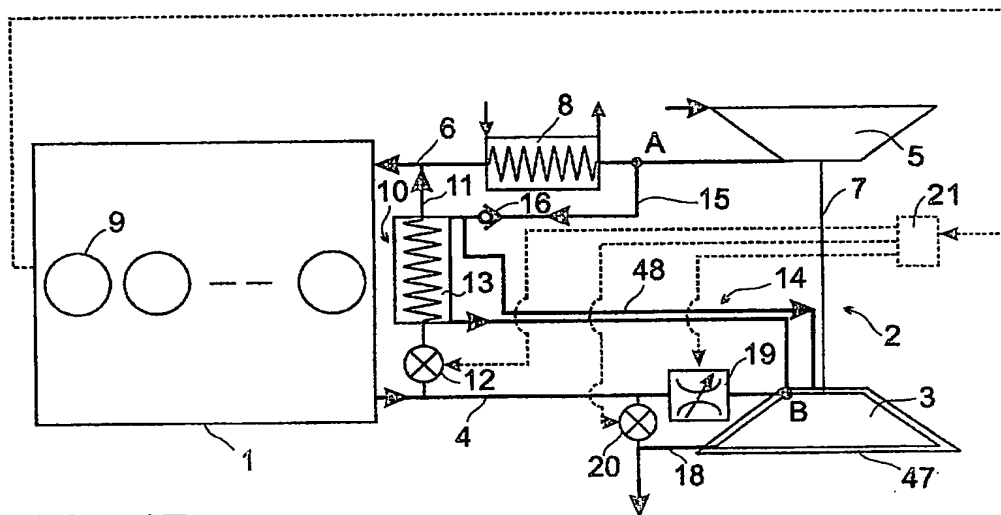
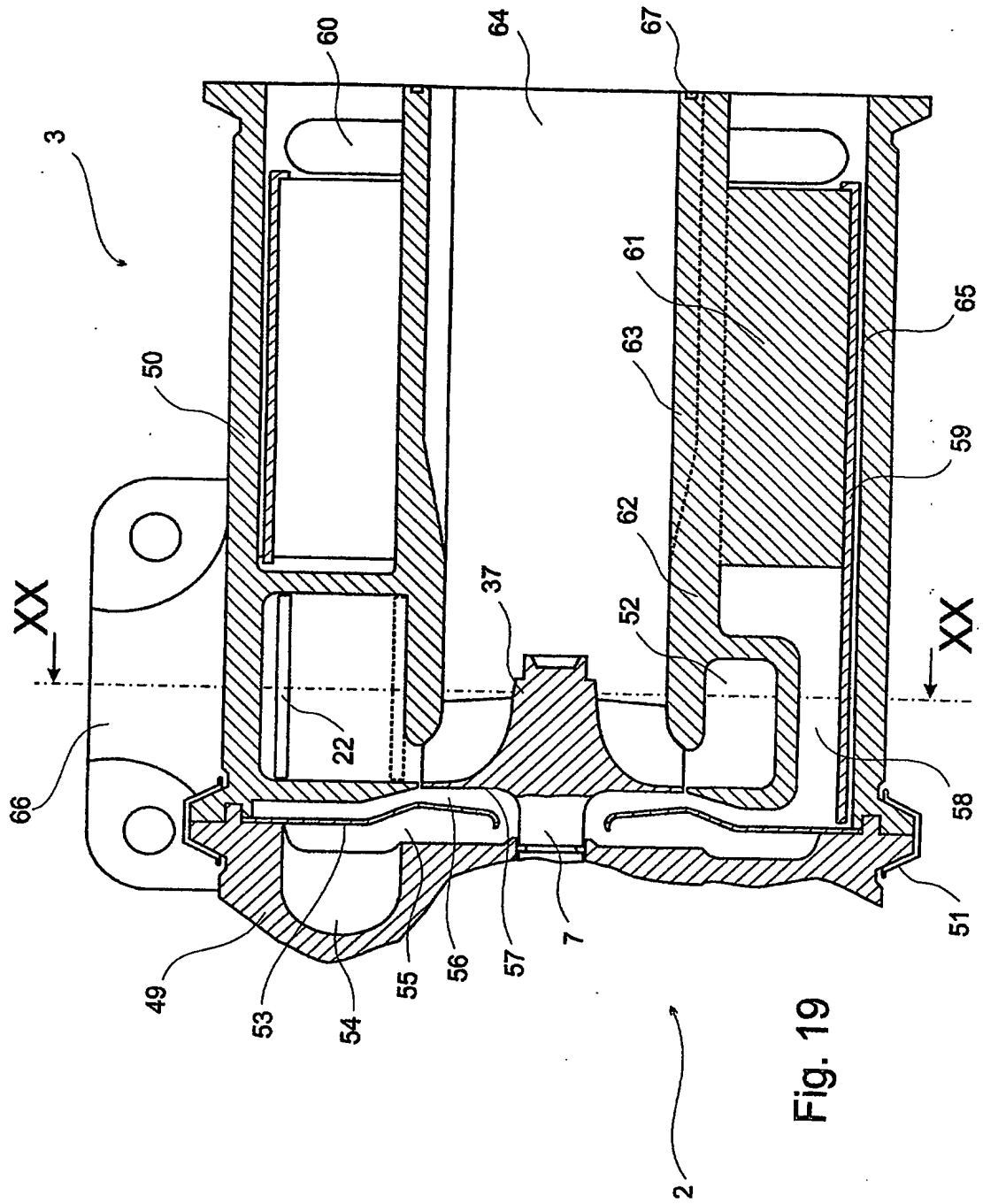


Fig. 16







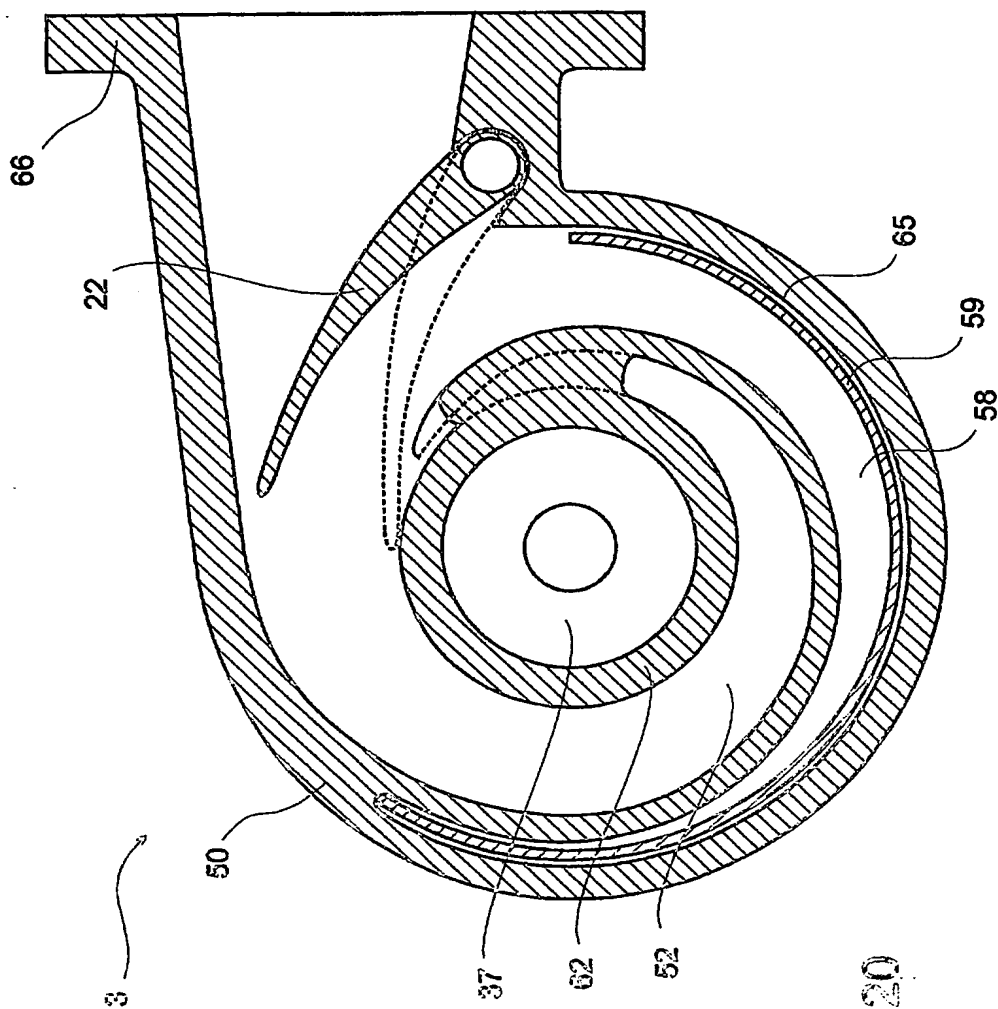


Fig. 20